

$$T_1 = 143 \text{ кНм}, \quad W = 480 \text{ Н/мм}, \quad \sigma_H = 360 \text{ МПа}, \quad \rho_{\max} = 126,37 \text{ мм}.$$

Нагрузка и напряжения в полюсе зацепления:

$$P_{\max_1} = 558 \text{ Н/мм}, \quad \sigma_{\max_1} = 398 \text{ МПа} \Rightarrow \text{без абразива};$$

$$P_{\max_2} = 828 \text{ Н/мм}, \quad \sigma_{\max_2} = 484 \text{ МПа} \Rightarrow \text{с абразивом}.$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{HP}] = 403 \text{ МПа}$.

Выводы. Предложена методика оценки нагрузочной способности эвольвентной передачи, позволяющая учитывать негативное влияние наличия частиц абразива в смазке на характер взаимодействия активных поверхностей зубьев в контакте. Из полученных результатов выполненных исследований следует: максимальные напряжения в полюсе зацепления соответствуют требованиям ГОСТ 21354-87 для передачи, работающей в условиях смазки без включений элементов абразива. При работе в засоренных маслах (0,1% частиц абразива) контактные напряжения в полюсе зацепления возрастают на 22%, что в значительной мере снижает нагрузочную способность и ресурс работы зубчатой передачи.

Список литературы: 1. Сорокин Г.М., Сафонов Б.П., Данилов О.А. Исследование износостойкости зубчатых зацеплений металлофизическими методами // Новомосковский институт Российского химико-технологического университета. – Новомосковск, 2001. – 13с. – Деп. В ВИНТИ 22.01.2001, №170 – В2001. 2. Zahnrad – Lebensdauer von Großgetrieben lässt sich per Software berechnen // Maschinenmarkt. – 2005. – №8. – P.58. 3. Схиртладзе А.Г. Предремонтное изнашивание зубчатых передач // МГТУ "Станкин". Технология металлов. – 2002. – № 6. – С.20–24. 4. Витязь П.А., Жорник В.И., Кукареко В.А., Калинин А.С. Применение наноразмерных алмазо-графитовых присадок для повышения триботехнических свойств элементов пар трения // Тяжелое машиностроение. – Минск: Белорусский национальный технический университет, 2005. – №10. – С.19–22. 5. Wang Zhonghou, Kubo Aizoh, Asano Soichiro, Kato Shogo Nonaka Tetsuya (Kyoto University, Dept Pres. Eng., Kyoto, 606 – 8501 Japan). Nihon kikai gakkai ronbunshu. C=Trans // Jap. Soc. Mech. Eng. C. – 2000. 66. – №647. – P.2363–2370. 6. Leavers V.F. An active angularity factor for the characterization of abrasive particles // Electrical Engineering Division, Manchester School of Engineering, Manchester University, Oxford Road, Manchester M13 9PL, UK. Wear. – 2000. 239. – №1. – P.102–110. 7. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И. Износостойкость зубчатых передач работающих в средах с наличием абразива // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научных тр. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – Вып.35. – С.198–201. 8. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И., Титаренко А.И. Исследование характера распределения нагрузки в зубчатом зацеплении // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: сб. тр. XV МНТК. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – Т.3. – С.184–188. 9. Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И. Особенности расчета зубьев на контактную прочность с учетом износа // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: сб. тр. XV МНТК. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – Т.3. – С.179–184. 10. Стрельников В.Н., Суков Г.С. Определение скоростей износа поверхностей зубьев // Современные технологии машиностроения и проблемы подготовки инженерных кадров: Сборник трудов II Междунар. научно-методического семинара в Махди. 30 октября – 6 ноября 2008 (Тунис). – Донецк: ДонНТУ, 2008. – С.93–94.

Поступила в редколлегию 20.05.10

УДК 621.833

Н.Э. ТЕРНЮК, д.т.н., проф., директор ИМиС, г. Харьков
А.И. ПАВЛОВ, д.т.н., доц. каф. инж. графики ХНАДУ "ХАДИ", г. Харьков
В.И. ВЕРБИЦКИЙ, к.ф.-м.н., ХНАДУ "ХАДИ"

ПОСТРОЕНИЕ БОБИЛЬЕ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ОРТОГОНАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статті розглянуті питання побудови Бобильє для просторової ортогональної зубчастої передачі. Це дозволяє записати відповідну форму рівняння Ейлера-Саварі та встановити величину радіусів кривини спряжених контактуючих поверхонь, що дає можливість вирахувати зведений радіус кривини в зацепленні просторової передачі.

The question of Boblje building for space gear with right angle is considered in this article. That allow to write the suitable Ailer-Savari questions and define the size of curve radius of congruence work spaces.

Постановка задачи. Решение некоторых задач в теории зубчатых зацеплений удобно выполнять путем замены передачи плоским четырехзвенным механизмом, основанном на построении Бобилье. Такое построение для плоских передач приводится очень часто в технической литературе, например, у Ф.Л. Литвина [1]. Однако для пространственных механизмов в литературе не встречается.

Последние исследования [2, 3] позволяют переходить от пространственной передачи к плоской, что указывает на возможность построения Бобилье для пространственной передачи.

Цель работы – описать построение Бобилье для пространственной передачи и сделать соответствующие выводы.

Построение Бобилье для пространственной ортогональной передачи. Пусть оси вращения звеньев передачи направлены соответственно по осям координат OY и OZ , а ось OX совпадает с кратчайшим расстоянием между осями вращений. В дальнейшем для более удобно задания координат точки контакта ось OY перенесем параллельно самой себе в точку O_2 пересечения оси OZ с осью OX . Отметим полюс передачи W_o и проведем через него ось зацепления n . Через полюс передачи перпендикулярно к оси зацепления проведем начальную плоскость зацепления Σ_0 , которая пересечет оси вращений в точках O_1 и O_2 . В той же плоскости Σ_0 проведем линию A_1B_1 , перпендикулярную межцентровой O_1O_2 . Линия зацепления пройдет через точку контакта K под углом зацепления α_1 к прямой A_1B_1 , а из точек O_1 и O_2 опустим перпендикуляры (для эвольвентного зацепления) на прямую AB . В случае эвольвентного зацепления линия зацепления – прямая. Постро-

енный четырехзвенник O_1ABO_2 и является построением Бобилье в начальной плоскости зацепления. Точка K является одной из точек контакта.

Для произвольной точки контакта K_1 (рисунок 1) проведем линию зацепления CD параллельно AB , найдем новый полюс W_1 и проведем плоскость зацепления Σ_1 , которая пересечет оси вращений в точках D_1 и C_1 . Из этих точек опустим перпендикуляры на линию зацепления CD . Полученный четырехзвенник D_1DC_1 и является построением Бобилье в произвольной точке контакта.

Для передачи с непостоянным углом зацепления построения аналогичны, только линия зацепления – кривая, проходящая через выбранную точку контакта. Угол зацепления α_1 образует прямая, проведенная через точку контакта и полюс зацепления. Все линии зацепления имеют один вид.

Для вычисления радиусов кривизны в случае постоянного угла зацепления можно применить уравнение Эйлера-Савари в виде, предложенном Ф.Л. Литвиным

$$\frac{1}{\rho_2 - l} - \frac{1}{\rho_1 - l} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{1}{\sin \alpha}, \quad (1)$$

где α – угол зацепления в полюсе передачи; ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны контактирующих поверхностей; $R_1 = O_1W_0$ и $R_2 = O_2W_0$.

Для передачи с переменным углом зацепления уравнение (1), как показано в работе [1], принимает вид

$$\frac{1}{\rho_2 - l} - \frac{1}{\rho_1 - l} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \frac{\cos(\alpha_1 - \alpha)}{\sin \alpha}, \quad (2)$$

где α_1 – текущий угол зацепления. Все остальные параметры такие же, как и в (1).

Для вычисления радиусов кривизны рабочих поверхностей можно воспользоваться формулой

$$\rho_i = l \pm \frac{R_i \sin \beta_n}{\cos(\alpha_1 - \beta_n)}, \quad (3)$$

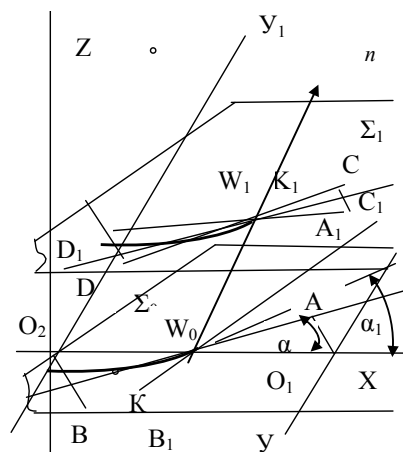


Рисунок 1 – К построению Бобилье для пространственной передачи в произвольной плоскости зацепления

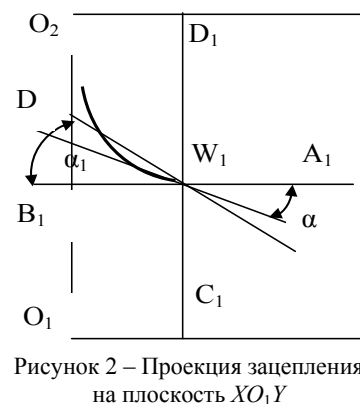


Рисунок 2 – Проекция зацепления на плоскость XO_1Y

где l – расстояние K_iW_i ; β_n – угол смещения в построении Бобилье (рисунок 2), определяемый по формуле

$$\beta_n = \arctg \frac{k}{R_n \pm k \operatorname{tg} \alpha}; \quad (4)$$

n – номер зубчатого колеса.

Выводы. Показано, что для пространственной передачи можно применять формулы (1) и (2) в соответствии с видом линии зацепления.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Павлов А.И. Ось зацеплений пространственной передачи // Вестник НТУ "ХПИ" – Харьков, 2002. – Вып.7, т.2. – С.58–59. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с.

Поступила в редколлегию 20.04.08

УДК 621.01:621.833

Н.Н. ТКАЧУК, мл. научн. сотр. каф. КГМ им. А.А. Морозова НТУ "ХПИ", г. Харьков

Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД И ЕГО РЕАЛИЗАЦИЯ В ПРИЛОЖЕНИЯХ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

У статті описані основні співвідношення кінематичного методу Литвина стосовно геометричного синтезу просторових зацеплень. Реалізація співвідношень кінематичного методу проведена на прикладі двопараметричних передач.

The theoretical basic of Lytvyn's kinematics method as it applies to the geometrical synthesis of the spatial gears are described in the paper. Realization of the kinematics method is described on the example of two-parameter gear.

Введение. Рассмотрим общие свойства задачи синтеза геометрии и анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) сложнопровильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями, которые без потери общности можно осуществить на примере двухпараметрических передач, впервые предло-